

제로터 펌프의 이론 배제용적 산출 및 검증

Calculation and Verification of the Volumetric Displacement of the Gerotor Pump

*김대명¹, 구지석¹, 김성동¹, #함영복², 박종호², 윤소남²

*D. M. Kim¹, J. S. Gu¹, S. D. Kim¹, #Y. B. Ham(hyb665@kimm.re.kr)², J. H. Park², S. N. Yun²

¹금오공과대학교 생산기계공학과, ²한국기계연구원 에너지기계연구실

Key words : Gerotor pump, Rotor profile, Trochoid, Inner rotor, Outer rotor

1. 서론

제로터 펌프는 내부로터와 외부로터의 조합으로 구성 된 내접 치차 형태로 구조가 간단하고 가공이 용이하여 제로터 펌프의 소형화에 유리하다.

또한, 두 치형 사이에 상대 운동이 적어 장기간 사용하더라도 효율의 변화가 적고 흡입성능이 우수하며, 단위 부피당 토출유량이 기존의 다른 펌프보다 많다는 장점이 있다.

본 논문에서는 제로터 펌프를 설계하기 위하여 제시된 여러 가지 치형 설계 방법을 이용하여 소형으로 제로터 펌프의 내·외부로터를 설계하고, 선행연구자들⁽¹⁻⁴⁾이 제시한 배제용적 산출 방법을 통하여 이론적 배제용적 산출결과와 실험을 통해 산출된 결과를 비교 및 검토한다.

2. 형상설계

선행연구자들의 형상설계 방법 중 곡선족의 포락선으로부터 내부로터의 형상을 구하는 방법을 사용하여 트로코이드 곡선운동을 정의하고 원호치형을 결정하게 된다.

2.1 내부로터의 설계

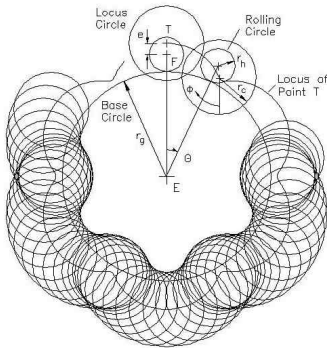


Fig. 1 Definition of the inner-rotor

(a) 기어수

내부로터의 잇수 m 은 항상 외부로터의 잇수보다 하나 적게 되므로 다음식과 같이 정의된다.

$$r_g = \frac{m}{n} r_t \quad (1)$$

$$r_h = \frac{1}{n} r_t \quad (2)$$

여기서, n : 외부로터 기어수, m : 내부로터 기어수, $\therefore n = m + 1$

(b) 원호치형 중심의 T점의 궤적

원호치형 중심의 T점이 기초원 위에서 구름원 형태로 굴러갈 때 T점의 궤적이 트로코이드 곡선이 되며, 이때 기초원의 반경과 구름원의 반경은 T점의 궤적이 닫혀야 한다는 조건에서 다음과 같이 결정된다.

$$\vec{r}_t = (r_t \sin\theta + e \sin n\theta)\vec{i} + (r_t \cos\theta + e \cos n\theta)\vec{j} \quad (3)$$

θ : Rolling circle 공전각

$n\theta$ = Rolling circle 자전각 + Rolling circle 공전각
 $= m\theta + \theta = (m + 1)\theta = n\theta$

(c) T점 궤적에 중심을 둔 반경 r_c

$$\vec{r}_c(\theta, \phi) = u\vec{i} + v\vec{j} \quad (4)$$

$$u = -r_c \sin\phi + r_t \sin\theta + e \sin n\theta \quad (5)$$

$$v = -r_c \cos\phi + r_t \cos\theta + e \cos n\theta$$

상기 식들에 의하여 내부로터의 치형은 식 (4)의 곡선족의 포락선으로 나타내어진다.

내부로터 중심을 중심으로 한 원과 접하는 접선에 수직한 방향의 ϕ 각에서 치형점이 되므로 다음과 같이 전개된다.

$$\frac{\partial r_F}{\partial \theta} \times \frac{\partial r_F}{\partial \phi} = 0 \quad (6)$$

$$r(\theta) = u\vec{i} + v\vec{j} \quad (7)$$

$$\phi(\theta) = \tan^{-1} \frac{r_t \sin\theta + e \sin n\theta}{r_t \cos\theta + e \cos n\theta} \quad (8)$$

위의 식들을 통하여 내부로터의 치형함수를 구할 수 있다.

2.2 외부로터의 설계

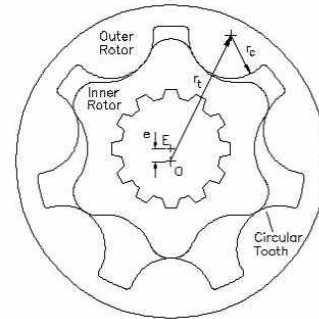


Fig. 2 Definition of the outer-rotor

외부로터는 Fig.2에서 반지름 r_t 의 원주상에 반지름 r_c 의 원 n 개를 균등각($2\pi/n$)으로 배치되는 곡선으로 정의된다.



Fig. 3 A trial product of gerotor pump

Fig. 3은 위의 설계 방법으로 설계 된 로터를 이용하여 제작한 소형 제로터 펌프이다.

3. 배제용적

외부로터가 고정 된 상태에서 내부로터가 회전할 때 외부로터와 내부로터의 접촉 챔버의 최대용적과 최소용적의 차이를 구하고 용적의 차이를 이용하여 이론적 배제용적을 산출하였다.

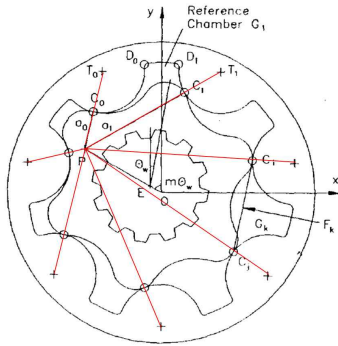


Fig. 4 Driving principle of the gerotor pump.

(a) 챔버의 면적

Fig. 4에서 EC_0C_1E 폐곡선의 내부로터 면적은

$$A_I = -\frac{1}{2} \int_{\theta_0}^{\theta_1} (u'v - u'v) d\theta \quad (9)$$

$$u' = -r_c \phi' \cos \phi + r_t \cos \theta + e \cos n\theta$$

$$v' = r_c \phi' \sin \phi - r_t \sin \theta - e \sin n\theta$$

$$\phi' = \frac{r_t^2 + e^2 n^3 + r_t e n(n+1) \cos(n-1)\theta}{r_t^2 + e^2 n^2 + 2r_t e n \cos(n-1)\theta}$$

으로 되고 Fig. 4에서 $OC_0D_0D_1C_1O$ 폐곡선의 외부로터의 면적은

$$A_O = \pi \frac{r_f^2}{n} - r_f^2 \beta - (r_f^2 \gamma - r_f r_t \sin \gamma) - \frac{1}{2} r_c^2 \alpha_0 \quad (10)$$

$$+ \frac{1}{2} r_t r_c \sin \alpha_0 + \frac{1}{2} r_c^2 \alpha_1 - \frac{1}{2} r_t r_c \sin \alpha_1$$

여기서 $\alpha_0 = \phi(\theta_0) + (\frac{\pi}{n} + \theta_w)$

$$\alpha_1 = \phi(\theta_1) - (\frac{\pi}{n} - \theta_w)$$

$$\beta = \cos^{-1} \frac{r_c^2 + r_t^2 - r_f^2}{2r_f r_t}$$

으로 된다. 또한 Fig. 4에서 $OC_0D_0D_1C_1O$ 폐곡선 챔버의 면적은

$$A_c = A_O - A_I - \frac{1}{2} \rho \frac{r_t}{r_2} \alpha_0 \sin \alpha_0 \quad (11)$$

$$+ \frac{1}{2} \rho \frac{r_t}{r_2} \alpha_1 \sin \alpha_1$$

$$\alpha_0 = \overline{pc_0}, \alpha_1 = \overline{pc_1}, \rho = \cos^{-1} \frac{r_f^2 + r_t^2 - r_c^2}{2r_f r_t}$$

으로 되고 k번째 챔버 면적은

$$\text{경계구간 } \theta_0 = -\frac{\pi}{n} - [\theta_w + \frac{2\pi}{mn}(k-1)] \quad (12)$$

$$\theta_1 = \frac{\pi}{n} - [\theta_w + \frac{2\pi}{mn}(k-1)]$$

으로 되며, 식 (9) ~ 식 (12) 과정을 적용하여 챔버의 면적을 구한다.

(b) 이론적 배제용적

구동축의 1회전에 대한 배제용적 V_D 는 구동축이 외부로터를 구동하는 경우와 내부로터를 구동하는 경우는 다음과 같다.

$$V_D = n(\text{최대 챔버용적} - \text{최소 챔버용적}) \quad (13)$$

$$V_D = m(\text{최대 챔버용적} - \text{최소 챔버용적}) \quad (14)$$

외부로터를 고정한 상태에서 내부로터 자전회전을 구동하는 경우에는 다음과 같다.

$$V_D = nm(\text{최대 챔버용적} - \text{최소 챔버용적}) \quad (15)$$

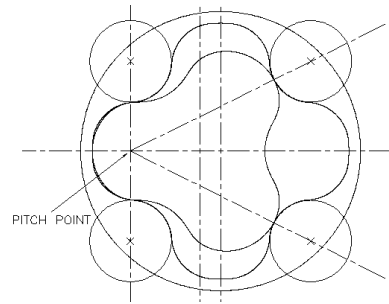


Fig. 5 Pumping volume of gerotor pump

Fig. 5에서 내부로터가 회전하면서 생기는 최대면적을 가지는 챔버와 최소면적을 가지는 챔버를 확인할 수 있다.

이때 챔버의 면적과 로터의 두께를 이용하여 챔버의 최대용적과 최소용적을 구하고 용적의 차이를 이용하여 4.01 cc/rev의 배제용적을 계산할 수 있었다.

(c) 실험적 배제용적

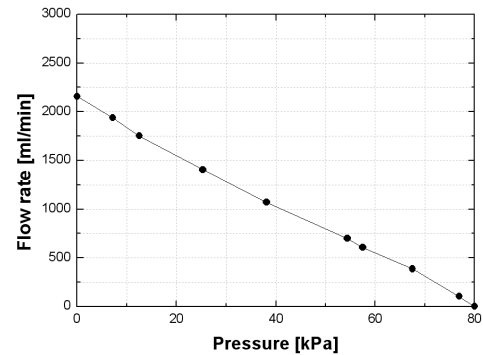


Fig. 6 Pressure - Flow rate Characteristic

시작품의 제로터 펌프의 압력-유량 특성 실험결과는 Fig. 6과 같고 무부하일 때 최대토출유량은 2,175l/min 이고, 이때의 압력 회전수는 600rpm 이므로 3.65 cc/rev 의 배제용적을 구할 수 있었다.

4. 결론

본 연구에서는 제로터 펌프를 구성하는 내·외부로터의 프로파일 생성방법을 통해 선행연구자들이 제시한 이론적 배제용적을 구하고 프로파일을 작성하여 가공품을 제작 한 후 실험을 통하여 배제용적을 산출하고, 이론적 배제용적과 실험적 배제용적을 비교하였다.

이론을 통하여 산출된 배제용적보다 실험을 통하여 산출된 배제용적이 작게 측정되었는데 원인으로서는 내·외부로터의 측면 틈새를 통한 내부누설에 의한 차이라고 사료된다.

후기

향후, 특성 실험 등을 통해서 프로파일의 타당성을 검증하는 것이 필요하다

참고문헌

- Colbourne, J. R., 1975, "Gerr Shape and Theoretical Flow Rate in Internal Gear Pumps," Trans. of the CSME, Vol.3, No.4, pp.215-223.
- Tsay, C. B. and Yu, C. Y., 1989, "Mathematical Model for the Profile of Gerotor Pumps.," J. CSME, Vol.10, No.1, pp.41-47.
- Yu, C. Y. and Tsay, C. B., 1990, "Mathematical Model of Gerotor Pump Applicable to Its Characteristic Study," J. CSME, Vol.11, No.4, pp.385-391.
- 이성철, 이성남, "유압모터에 사용되는 제로터의 설계 및 해석" 1995, Journal of KSTLE, Vol.11, No.2, pp.63-70.